

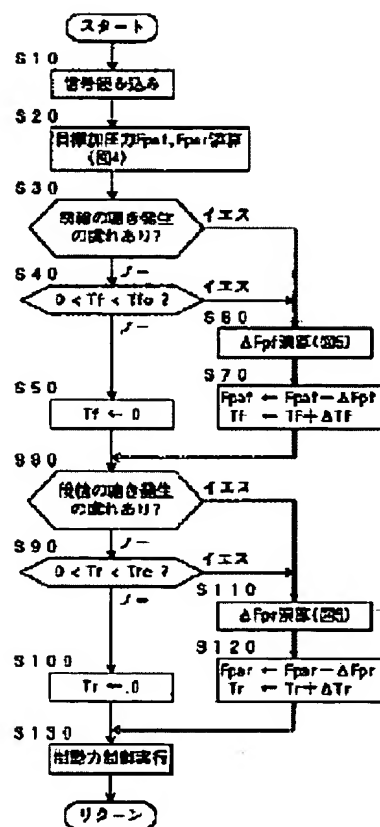
# BRAKE FORCE CONTROL DEVICE FOR VEHICLE HAVING BRAKE SQUEAL PREVENTING FUNCTION

**Patent number:** JP10305768  
**Publication date:** 1998-11-17  
**Inventor:** INOUE HIDEYUKI; SAKAKIBARA RYUICHI; SHIRAI KENJI; YOSHINO YASUNARI  
**Applicant:** TOYOTA MOTOR CORP  
**Classification:**  
- international: B60T8/00; B60T8/24; B60T8/58  
- european:  
**Application number:** JP19970337956 19971121  
**Priority number(s):**

## Abstract of JP10305768

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To previously prevent a brake squeal without causing complicating of a brake system and increasing of a cost.

**SOLUTION:** In a brake force control device calculating (S20) target brake friction force  $F_{paf}$ ,  $F_{par}$  of a brake device of each wheel in accordance with a stepping in amount of a brake pedal, by controlling (S130) the brake device of each wheel so as to generate brake friction force thereof in target brake friction force, controlling brake force of each wheel, based on a vibration of a constitutional member of the brake device of each wheel, generating apprehension of a brake squeal is decided (S30, 80), when the generating apprehension of a brake squeal is provided, target brake friction force of a right/left wheel including a wheel having this apprehension is reduction corrected (S40 to 70, 90 to 120) by a correction amount  $\Delta F_{pf}$ ,  $\Delta F_{pr}$  over a prescribed time  $T_{fc}$ ,  $T_{rc}$ .



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

(51) Int. Cl. <sup>6</sup>  
 B60T 8/00  
 8/24  
 8/58

識別記号

F I

B60T 8/00  
 8/24  
 8/58

Z  
  
 Z

審査請求 未請求 請求項の数 6 F D (全12頁)

(21) 出願番号 特願平9-337956

(22) 出願日 平成9年(1997)11月21日

(31) 優先権主張番号 特願平9-70406

(32) 優先日 平9(1997)3月7日

(33) 優先権主張国 日本(J P)

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 井上 英之

愛知県豊田市トヨタ町1番地トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 榊原 隆一

愛知県豊田市トヨタ町1番地トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 白井 健次

愛知県豊田市トヨタ町1番地トヨタ自動車株式会社内

(74) 代理人 弁理士 明石 昌毅

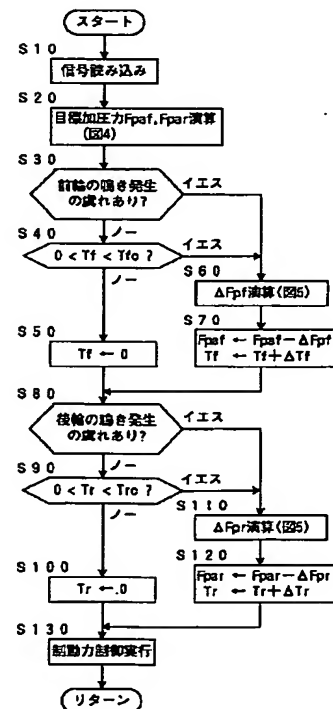
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ブレーキ鳴き防止機能を有する車輛の制動力制御装置

(57) 【要約】

【課題】 ブレーキ系統の複雑化やコストアップを招来することなくブレーキ鳴きを未然に防止する。

【解決手段】 ブレーキペダル(32)の踏み込み量A bに応じて各輪のブレーキ装置(14)の目標制動摩擦力 $F_{paf}$ 、 $F_{par}$ を演算し(S20)、各輪のブレーキ装置をその制動摩擦力が目標制動摩擦力になるよう制御する(S130)ことにより各輪の制動力を制御する制動力制御装置。各輪のブレーキ装置の構成部材の振動に基づきブレーキ鳴き発生の有無を判定し(S30、80)、ブレーキ鳴き発生の有無があるときには当該車輪を含む左右の車輪の目標制動摩擦力を所定の時間( $T_{fc}$ 、 $T_{rc}$ )に亘り補正量 $\Delta F_{pf}$ 、 $\Delta F_{pr}$ だけ低減補正する(S40~70、90~120)。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】ブレーキペダルの踏み込み量に応じて各輪のブレーキ装置により発生される制動摩擦力を制御することにより各輪の制動力を制御する車輛の制動力制御装置にして、各輪のブレーキ鳴き発生の変れを検出し、ブレーキ鳴き発生の変れがあるときには少なくとも当該車輪の制動摩擦力を変化させることを特徴とする車輛の制動力制御装置。

【請求項 2】ブレーキペダルの踏み込み量に応じて各輪のブレーキ装置により発生される制動摩擦力を制御することにより各輪の制動力を制御する車輛の制動力制御装置にして、各輪のブレーキ鳴き発生の変れを検出し、何れかの車輪にブレーキ鳴き発生の変れがあるときには全輪の制動力の総和が実質的に変化しないよう各輪の制動摩擦力の配分を変化させることを特徴とする車輛の制動力制御装置。

【請求項 3】前記踏み込み量に基づく前記ブレーキペダルの踏み込み速度が低く且つ制動が緩制動であるときにブレーキ鳴き発生の変れがあると判定することを特徴とする請求項 2 に記載の車輛の制動力制御装置。

【請求項 4】前記制動摩擦力の配分の変化は後輪寄りの変化であり、何れかの車輪にフェードの変れがあるときには前記制動摩擦力の配分の変化が禁止されることを特徴とする請求項 2 に記載の車輛の制動力制御装置。

【請求項 5】前記制動摩擦力の配分の変化は後輪寄りの変化であり、車輛が旋回走行中であるときには前記制動摩擦力の配分の変化が禁止されることを特徴とする請求項 2 に記載の車輛の制動力制御装置。

【請求項 6】前記制動摩擦力の配分の変化は後輪寄りの変化であり、路面の摩擦係数が低いときには前記制動摩擦力の配分の変化が禁止されることを特徴とする請求項 2 に記載の車輛の制動力制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、自動車等の車輛の制動力制御装置に係り、更に詳細にはブレーキ鳴き防止機能を有する制動力制御装置に係る。

【0002】

【従来の技術】自動車等の車輛のブレーキ装置は、一般に、車輪と共に回転するブレーキロータやブレーキドラムの如き回転部材と、ブレーキペダルの踏み込みに応じて駆動されるブレーキパッドやブレーキシューの如き可動部材とを有し、回転部材に対し可動部材の摩擦材料が押し付けられることによって制動摩擦力が発生され、これにより車輪を制動するようになっている。

【0003】周知の如く、例えば制動摩擦力が比較的低い実質的に一定の力に保持されるようブレーキ装置が作動されると、可動部材の如きブレーキ装置の構成部材の振動が自励的に拡大し、ブレーキ鳴きと呼ばれる比較的高い周波数の不快なノイズが発生することがある。

【0004】かかるブレーキ鳴きを防止する制動力制御装置の一つとして、例えば特開昭 6 2 - 1 2 2 8 5 6 号公報に記載されている如く、ブレーキペダルの踏み込み量に応じて作動する通常のブレーキ系統である第一のブレーキと、該第一のブレーキと共働する第二のブレーキとを有し、ブレーキ鳴き発生の変れがあるときには第一のブレーキをブレーキ鳴きが発生しないパターンにて制御し、制動力の不足分を第二のブレーキにより補うよう構成された制動力制御装置が従来より知られている。

【0005】上述の如き制動力制御装置によれば、ブレーキ鳴き発生の変れが生じると、第一のブレーキがブレーキ鳴きが発生しないパターンにて制御され、制動力の不足分が第二のブレーキにより補足されるので、ブレーキ鳴きの発生を防止することができると共に、制動力が不足して車輛の制動が不十分になることを確実に防止することができる。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】しかし上述の如き従来の制動力制御装置に於いては、運転者により操作される通常のブレーキ系統である第一のブレーキに加えて第二のブレーキが必要であり、第二のブレーキは第一のブレーキとは独立に車輪を制動し得る構造を有していなければならないため、車輛のブレーキ系統の複雑化やコストアップが避けられないという問題がある。

【0007】本発明は、通常のブレーキ系統である第一のブレーキと該第一のブレーキと共働する第二のブレーキとを有し、ブレーキ鳴き防止機能を発揮するよう構成された従来の制動力制御装置に於ける上述の如き問題に鑑みてなされたものであり、本発明の主要な課題は、ブレーキ鳴き発生の変れがあるときには実質的に車輛の制動に影響がないよう車輪の制動摩擦力を変化させることにより、ブレーキ系統の複雑化やコストアップを招来することなくブレーキ鳴きの発生を未然に防止することである。

【0008】

【課題を解決するための手段】上述の如き主要な課題は、本発明によれば、ブレーキペダルの踏み込み量に応じて各輪のブレーキ装置により発生される制動摩擦力を制御することにより各輪の制動力を制御する車輛の制動力制御装置にして、各輪のブレーキ鳴き発生の変れを検出し、ブレーキ鳴き発生の変れがあるときには少なくとも当該車輪の制動摩擦力を変化させることを特徴とする車輛の制動力制御装置（請求項 1 の構成）、又はブレーキペダルの踏み込み量に応じて各輪のブレーキ装置により発生される制動摩擦力を制御することにより各輪の制動力を制御する車輛の制動力制御装置にして、各輪のブレーキ鳴き発生の変れを検出し、何れかの車輪にブレーキ鳴き発生の変れがあるときには全輪の制動力の総和が実質的に変化しないよう各輪の制動摩擦力の配分を変化させることを特徴とする車輛の制動力制御装置（請求項

10

20

30

40

50

2の構成)によって達成される。

【0009】ブレーキ鳴きは、一般に、制動摩擦力が比較的低い実質的に一定の力に保持されるようブレーキ装置が作動されることにより、ブレーキ装置の構成部材の振動が自励的に拡大する現象であり、振動が拡大する途中に於いて制動摩擦力が変化されると、振動の拡大が止まり、これによりブレーキ鳴きを停止し或いはブレーキ鳴きの発生を防止することができる。

【0010】上記請求項1の構成によれば、ブレーキ鳴き発生の虞れがあるときには少なくとも当該車輪により発生される制動摩擦力が自動的に変化されるので、運転者によるブレーキペダルの踏み込み量の調節を要することなくブレーキ鳴きの発生が未然に防止される。

【0011】また上記請求項2の構成によれば、何れかの車輪にブレーキ鳴き発生の虞れがあるときには全輪の制動力の総和が実質的に変化しないよう各輪の制動摩擦力の配分が変化されるので、運転者によるブレーキペダルの踏み込み量の調節を要することなくブレーキ鳴きの発生が未然に防止されると共に、車輛全体としての制動力が変化することが回避される。

【0012】また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項2の構成に於て、前記踏み込み量に基づく前記ブレーキペダルの踏み込み速度が低く且つ制動が緩制動であるときにブレーキ鳴き発生の虞れがあると判定するよう構成される(請求項3の構成)。

【0013】一般に、車輪のブレーキ鳴きはブレーキペダルがゆっくりと踏み込まれると共に制動も穏やかである場合に発生し易い。上記請求項3の構成によれば、ブレーキペダルの踏み込み速度が低く且つ制動が緩制動であるときにブレーキ鳴き発生の虞れがあると判定されるので、ブレーキ鳴きの発生が確実に防止される。

【0014】また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項2の構成に於て、前記制動摩擦力の配分の変化は後輪寄りの変化であり、何れかの車輪にフェードの虞れがあるときには前記制動摩擦力の配分の変化が禁止されるよう構成される(請求項4の構成)。

【0015】一般に、例えば緩制動が繰り返し行われることにより車輪にフェードが発生すると、車輛の制動性能が低下するが、上記請求項4の構成によれば、何れかの車輪にフェードの虞れがあるときには制動摩擦力の配分の後輪寄りの変化が禁止されるので、車輛の制動による荷重移動により効果的な制動力を発揮する前輪の制動力により車輛の確実な制動が確保される。

【0016】また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項2の構成に於て、前記制動摩擦力の配分の変化は後輪寄りの変化であり、車輛が旋回走行中であるときには前記制動摩擦力の配分の変化が禁止されるよう構成される(請求項5の構成)。

【0017】一般に、車輛の旋回走行中に制動力の配分が後輪寄りに変化されると、後輪の横力が低下して車輛の安定性が低下し易いが、上記請求項5の構成によれば、車輛が旋回走行中であるときには制動摩擦力の配分の後輪寄りの変化が禁止されるので、後輪の横力低下に起因する車輛の安定性の低下が確実に防止される。

【0018】また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項2の構成に於て、前記制動摩擦力の配分の変化は後輪寄りの変化であり、路面の摩擦係数が低いときには前記制動摩擦力の配分の変化が禁止されるよう構成される(請求項6の構成)。

【0019】一般に、車輛の制動時には荷重移動により後輪の摩擦円が小さくなるので、制動摩擦力の配分が後輪寄りに変化されると、後輪の制動摩擦力が過剰になり車輛の安定性が低下し易いが、上記請求項6の構成によれば、路面の摩擦係数が低いときには制動摩擦力の配分の後輪寄りの変化が禁止されるので、後輪の制動摩擦力の過剰に起因する車輛の安定性の低下が確実に防止される。

【0020】

【課題解決手段の好ましい態様】本発明の一つの好ましい態様によれば、上記請求項1の構成に於いて、ブレーキ鳴き発生の虞れが生じたときには少なくとも当該車輪の制動摩擦力を所定の時間変化させるよう構成される(好ましい態様1)。

【0021】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項1の構成に於いて、左右の車輪の少なくとも一方にブレーキ鳴き発生の虞れが生じたときには、当該左右の車輪両方の制動摩擦力を所定の時間変化させるよう構成される(好ましい態様2)。

【0022】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項2の構成に於いて、何れかの車輪にブレーキ鳴き発生の虞れがあるときには、全輪の制動力の総和が実質的に変化しないよう左右前輪の制動摩擦力及び左右後輪の制動摩擦力の一方を増大し他方を低減するよう構成される(好ましい態様3)。

【0023】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項2の構成に於いて、左前輪及び左後輪の一方にブレーキ鳴き発生の虞れがあるときには、左前輪及び左後輪の一方の制動摩擦力を低減すると共に他方の制動摩擦力を増大し、右前輪及び右後輪の一方にブレーキ鳴き発生の虞れがあるときには、右前輪及び右後輪の一方の制動摩擦力を低減すると共に他方の制動摩擦力を増大するよう構成される(好ましい態様4)。

【0024】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項3の構成に於いて、制動が緩制動であるか否かの判定は車輛の前後加速度に基づく車輛の減速度が基準値以下である否かにより行われるよう構成される(好ましい態様5)。

【0025】本発明の他の一つの好ましい態様によれば

ば、上記請求項3の構成に於いて、各輪の制動加圧力を検出する手段を有し、制動が緩制動であるか否かの判定は各輪の制動加圧力が基準値以下である否かにより行われるよう構成される（好ましい態様6）。

【0026】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項3の構成に於いて、各輪の車輪速度を検出する手段を有し、制動が緩制動であるか否かの判定は各輪の車輪速度に基づく車輛の減速度が基準値以下である否かにより行われるよう構成される（好ましい態様7）。

【0027】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項6の構成に於いて、車体速度を検出若しくは推定する手段と各輪の車輪速度を検出する手段とを有し、路面の摩擦係数が低いかなどの判定は車体速度と各輪の車輪速度との偏差が基準値以上である否かにより行われるよう構成される（好ましい態様8）。

【0028】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様8の構成に於いて、車体速度は各輪の車輪速度に基づき推定されるよう構成される（好ましい態様9）。

【0029】

【発明の実施の形態】以下に添付の図を参照しつつ、本発明を幾つかの好ましい実施形態について詳細に説明する。

【0030】図1は本発明による車輛の制動力制御装置の第一の実施形態を示す概略構成図である。

【0031】図1に於いて、10fl及び10frはそれぞれ車輛12の左右の前輪を示し、10rl及び10rrはそれぞれ車輛の左右の後輪を示している。これらの車輪にはそれぞれ電気ブレーキ装置14fl、14fr、14rl、14rrが設けられている。図2に示されている如く、各電気ブレーキ装置14は車輪10と共に回転するディスクロータ16と、ディスクロータの両側に配設されたブレーキパッド18a及び18bと、ブレーキパッドを支持するキャリパボディ20と、ブレーキパッドを駆動するアクチュエータ22とを有している。

【0032】図示の実施形態に於いては、アクチュエータ22は超音波モータ24と、超音波モータのシャフトの回転運動をブレーキパッド18aに連結された図には示されていないピストンの往復運動に変換する運動変換機構26とを有し、ブレーキパッド18a及び18bを互いに近付く方向へ駆動してディスクロータ16に摩擦係合させ、これにより車輪10に対する制動摩擦力を発生させるようになっている。

【0033】運動変換機構26のピストンとブレーキパッド18aとの間にはブレーキパッドによる加圧力Fp、換言すればディスクロータ16とブレーキパッド18a及び18bとの間に発生する制動摩擦力に対応する状態量を検出する荷重センサ28が設けられている。またキャリパボディ20には実質的にブレーキパッド18

a及び18bによる加圧方向の加速度Gcを検出する加速度センサ30が設けられている。

【0034】電気ブレーキ装置14fl、14fr、14rl、14rrは運転者により操作されるブレーキペダル32の踏み込み量Abに基づき、マイクロコンピュータ34と駆動回路36とを有する電気式制御装置38により制御される。尚図には詳細に示されていないが、マイクロコンピュータは例えばCPUとROMとRAMと入力ポート装置とを有し、これらが双方向性のコモンバスにより互いに接続された一般的な構成のものであってよい。

【0035】マイクロコンピュータ34には踏み込み量センサ40よりブレーキペダル32の踏み込み量Abを示す信号、各輪の荷重センサ28fl、28fr、28rl、28rrより対応する電気ブレーキ装置に於けるブレーキパッドによる加圧力Fpfl、Fpfr、Fprl、Fprrを示す信号、各輪の加速度センサ30fl、30fr、30rl、30rrより対応するキャリパボディの加速度Gcfl、Gcfr、Gcrl、Gcrrを示す信号が入力される。

【0036】尚図1には示されていないが、各加速度センサ30fl～30rrとマイクロコンピュータ34との間には、車輛の旋回等に起因するノイズを除去しブレーキ鳴きを惹起する振動を効果的に取り出し得るよう、例えば数百Hzをカットオフ周波数とするハイパスフィルタ又は数百Hz～数十kHzを通過帯域とするバンドパスフィルタが設けられている。また踏み込み量センサ40、各荷重センサ28fl～28rr、各加速度センサ30fl～30rrとマイクロコンピュータ34との間にはA/D変換器が設けられている。

【0037】また後述の如く、電気式制御装置38は通常時にはブレーキペダル32の踏み込み量Abに基づき各輪のアクチュエータ22を制御することにより、踏み込み量Abに応じてブレーキパッドによる加圧力Fpを制御する。また電気式制御装置38はブレーキ鳴き発生の有無があるか否かを判定し、何れかの車輪にブレーキ鳴き発生の有無があるときには当該車輪を含む左右前輪若しくは左右後輪に於けるブレーキパッドによる加圧力Fpを所定の時間低減することにより、ブレーキ鳴きの発生を防止する。

【0038】次に図3に示されたフローチャートを参照して第一の実施形態に於ける制動力制御ルーチンについて説明する。尚図3に示されたフローチャートによる制御は図には示されていないイグニッションスイッチの閉成により開始され、所定の時間毎に繰返し実行される。このことは後述の第二及び第三の実施形態についても同様である。

【0039】まずステップ10に於いては各信号の読み込みが行われ、ステップ20に於いてはブレーキペダル32の踏み込み量Abに基づき図4に示されたグラフに対応するマップより、左右の前輪10fl及び10frのブ

レーキパッドによる目標加圧力  $F_{paf}$  及び左右の後輪  $10rl$  及び  $10rr$  のブレーキパッドによる目標加圧力  $F_{par}$  が演算される。

【0040】ステップ30に於いてはそれぞれ加速度センサ  $30fl$  及び  $30fr$  により検出されたキャリバボディの加速度  $G_{cfl}$  及び  $G_{cfr}$  に基づき、左右前輪の何れかにブレーキ鳴き発生の虞れがあるか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ70へ進み、否定判別が行われたときにはステップ40へ進む。尚ブレーキ鳴き発生の虞れがあるか否かの判別は、例えば所定の時間内の  $G_{cfl}$  又は  $G_{cfr}$  の振動振幅の最大値が予め設定された基準値  $G_{co}$  (正の定数) 以上であるか否かの判別により行われてよい。

【0041】ステップ40に於いては前輪のタイマのカウント値  $Tf$  が0よりも大きく且つ  $Tfc$  (正の定数) よりも小さいか否かの判別、即ち左右前輪のブレーキパッドによる加圧力  $F_{pfl}$  及び  $F_{pfr}$  の低減補正制御中であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ50に於いてタイマのカウント値  $Tf$  が0にリセットされ、肯定判別が行われたときにはステップ60に於いてタイマのカウント値  $Tf$  に基づき図5の実線にて示されたグラフに対応するマップより、左右前輪の目標加圧力  $F_{paf}$  に対する補正量  $\Delta F_{pf}$  が演算され、ステップ70に於いて下記の数1に従って左右前輪の目標加圧力  $F_{paf}$  が補正量  $\Delta F_{pf}$  にて低減補正されると共に、タイマのカウント値  $Tf$  が  $\Delta Tf$  (正の定数) インクリメントされる。

$$【数1】 F_{paf} = F_{paf} - \Delta F_{pf}$$

【0042】ステップ80～130は左右の後輪についてそれぞれ上述のステップ30～70と同様に実行される。即ちステップ80に於いてはそれぞれ加速度センサ  $30rl$  及び  $30rr$  により検出されたキャリバボディの加速度  $G_{crl}$  及び  $G_{crr}$  に基づき、左右後輪の何れかにブレーキ鳴き発生の虞れがあるか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ120へ進み、否定判別が行われたときにはステップ90へ進む。尚この場合にもブレーキ鳴き発生の虞れがあるか否かの判別は、例えば所定の時間内の  $G_{crl}$  又は  $G_{crr}$  の振動振幅の最大値が予め設定された基準値  $G_{co}$  (正の定数) 以上であるか否かの判別により行われてよい。

【0043】ステップ90に於いては後輪のタイマのカウント値  $Tr$  が0よりも大きく且つ  $Trc$  (正の定数) よりも小さいか否かの判別、即ち左右後輪のブレーキパッドによる加圧力  $F_{prl}$  及び  $F_{prr}$  の低減補正制御中であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ100に於いてタイマのカウント値  $Tr$  が0にリセットされ、肯定判別が行われたときにはステップ110に於いてタイマのカウント値  $Tr$  に基づき図5の破線にて示されたグラフに対応するマップより、左右後輪の目標加圧力  $F_{par}$  に対する補正量  $\Delta F_{pr}$  が演算され、

ステップ120に於いて下記の数2に従って左右後輪の目標加圧力  $F_{par}$  が補正量  $\Delta F_{pr}$  にて低減補正されると共に、タイマのカウント値  $Tr$  が  $\Delta Tr$  (正の定数) インクリメントされる。

$$【数2】 F_{par} = F_{par} - \Delta F_{pr}$$

【0044】ステップ130に於いては左右前輪のブレーキパッドによる加圧力  $F_{pfl}$  及び  $F_{pfr}$  が荷重センサ  $28fl$ 、 $28fr$ 、 $28rl$ 、 $28rr$  により検出される加圧力  $F_{pfl}$  及び  $F_{pfr}$  に基づき、左右前輪の目標加圧力  $F_{paf}$  になるようフィードバック制御されると共に、左右後輪のブレーキパッドによる加圧力  $F_{prl}$  及び  $F_{prr}$  が荷重センサ  $28rl$  及び  $28rr$  により検出される加圧力  $F_{prl}$  及び  $F_{prr}$  に基づき、左右後輪の目標加圧力  $F_{par}$  になるようフィードバック制御される。

【0045】尚目標加圧力  $F_{paf}$  若しくは  $F_{par}$  が0又は負の値であるときには、対応する車輪のブレーキ装置14はブレーキパッド18a及び18bが制動摩擦力を発生しない非作動位置に設定される。

【0046】かくして図示の第一の実施形態によれば、左右前輪の何れかにブレーキ鳴き発生の虞れが生じると、ステップ30に於いて肯定判別が行われ、ステップ70に於いて  $Tfc$  時間に亘り左右前輪の目標加圧力  $F_{paf}$  が図5に於いて実線にて示されたパターンにて低減補正される。同様に、左右後輪の何れかにブレーキ鳴き発生の虞れが生じると、ステップ80に於いて肯定判別が行われ、ステップ120に於いて  $Trc$  時間に亘り左右後輪の目標加圧力  $F_{par}$  が図5に於いて破線にて示されたパターンにて低減補正される。

【0047】従って左右前輪若しくは左右後輪にブレーキ鳴き発生の虞れが生じると、左右前輪若しくは左右後輪のブレーキ装置14の制動摩擦力を低減してディスクロータ16に対するブレーキパッド18a及び18bの面圧分布を変化させ、これによりブレーキ装置の構成部材の振動を停止させてブレーキ鳴きを防止することができる。

【0048】例えば図6に示されている如く、運転者によるブレーキペダル32の踏み込み操作により踏み込み量  $Ab$  が図示の如く変化し、左右前輪のキャリバボディの加速度の振動が漸次拡大し、時点  $t1$  に於いて左前輪のキャリバボディの加速度  $G_{cfl}$  の振動振幅が基準値  $G_{co}$  以上になったとすると、時点  $t1$  より  $Tfc$  時間が経過する時点  $t2$  まで左右前輪のブレーキパッドによる目標加圧力  $F_{paf}$  が台形波形状に低減され、これにより左右前輪のブレーキ装置14fl及び14frの制動摩擦力が低減されるので、左右前輪のキャリバボディ等の振動を実質的に停止させ、これによりブレーキ鳴きの発生を未然に防止することができる。

【0049】特に図示の実施形態によれば、ブレーキ鳴き発生の虞れが生じたときには、ブレーキパッドによる目標加圧力が台形波形状に低減されるので、例えば目標

10

20

30

40

50

加圧力が矩形波状に低減される場合に比して、車速の急激な変化及びこれに起因して乗員が異和感を覚える虞れを低減することができる。

【 0 0 5 0 】またブレーキ鳴き発生の虞れが生じた左右一方の車輪についてのみ目標加圧力が低減され、これにより左右の車輪の制動力に差が生じる場合には、左右の制動力の差に起因して車輛の挙動が不安定になる虞れがある。これに対し図示の実施形態によれば、左右の車輪の何れかにブレーキ鳴き発生の虞れが生じると、左右両輪のブレーキ装置の制動摩擦力が同時に同量所定の時間

に亘り低減されるので、ブレーキ鳴き防止制御に起因して左右の車輪の制動力に差が生じることを確実に防止することができる。

【 0 0 5 1 】尚図示の実施形態に於いては、前輪及び後輪の何れにもブレーキ鳴き発生の虞れがあるときには、前輪及び後輪の両方のブレーキパッドによる目標加圧力が低減されるようになっているが、前輪及び後輪のうちブレーキ鳴き発生の虞れの高い側の車輪についての目標加圧力の低減が優先され、その制御の終了後に他方の二輪について目標加圧力の低減が行われるよう構成されて

もよい。

【 0 0 5 2 】またステップ 3 0 ~ 7 0 に先立ちステップ 0 8 ~ 1 2 0 が実行され、ステップ 6 0 の次に後輪の目標加圧力が低減制御されているか否かが判定され、否定判別が行われたときにはステップ 7 0 へ進み、肯定判別が行われたときには目標加圧力  $F_{paf}$  が  $\Delta F_{pf}$  増大補正されると共にタイマのカウント値  $T_f$  が  $\Delta T_f$  インクリメントされ、これにより前輪及び後輪の目標加圧力が補正される場合に車輛全体としての制動力の変化ができるだけ低減されるよう構成されてもよい。

【 0 0 5 3 】また図示の実施形態に於いては、目標加圧力の補正量は台形波状に演算されるようになっているが、例えば矩形波状に演算されてもよく、また前輪の補正量  $\Delta F_{pf}$  及び後輪の補正量  $\Delta F_{pr}$  は同一の大きさ及び同一の時間的長さに設定されてもよい。

【 0 0 5 4 】図 7 は本発明による制動力制御装置の第二の実施形態に於ける制動力制御ルーチンを示すフローチャートである。

【 0 0 5 5 】図には示されていないが、この実施形態に於いてもブレーキ装置や電気式制御装置は第一の実施形態と同様に構成されており、特に電気式制御装置は通常時にはブレーキペダルの踏み込み量  $A_b$  に基づきアクチュエータを制御することにより、踏み込み量  $A_b$  に応じてブレーキパッドによる加圧力  $F_p$  を制御し、また何れかの車輪にブレーキ鳴き発生の虞れがあるときには、左右前輪に於けるブレーキパッドによる加圧力  $F_{pf}$  及び左右後輪に於けるブレーキパッドによる加圧力  $F_{pr}$  の一方を所定の時間低減し他方を所定の時間増大することにより、ブレーキ鳴きの発生を防止する。

【 0 0 5 6 】図 7 に示されている如く、ステップ 2 1 0

及び 2 2 0 はそれぞれ上述の第一の実施形態に於けるステップ 1 0 及び 2 0 と同様に実行され、ステップ 2 3 0 に於いてはタイマのカウント値  $T$  が 0 よりも大きく且つ  $T_c$  (正の定数) よりも小さいか否かの判別、即ちブレーキパッドによる加圧力  $F_{prl}$  及び  $F_{prr}$  の増減補正制御中であるか否かの判別判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ 2 9 0 へ進み、否定判別が行われたときにはステップ 2 4 0 へ進む。

【 0 0 5 7 】ステップ 2 4 0 に於いてはそれぞれ加速度センサ 3 0 fl、3 0 fr、3 0 rl、3 0 rr により検出されたキャリパボディの加速度  $G_{cfl}$ 、 $G_{cfr}$ 、 $G_{crl}$ 、 $G_{crr}$  に基づき、例えば所定の時間内の  $G_{cfl} \sim G_{crr}$  の何れかの振動振幅の最大値が基準値  $G_{co}$  以上であるか否かの判別により、何れかの車輪にブレーキ鳴き発生の虞れがあるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ 3 0 0 へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ 2 5 0 へ進む。

【 0 0 5 8 】ステップ 2 5 0 に於いてはブレーキパッドによる目標加圧力に対する補正量  $\Delta F_p$  が 0 であるか否かの判別、即ちそれまでブレーキパッドによる加圧力が補正されない通常の制御が行われていたか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ 2 6 0 に於いて補正量  $\Delta F_p$  が 0 にリセットされ、肯定判別が行われたときにはステップ 2 7 0 に於いてステップ 2 4 0 に於いて求められた所定の時間内の  $G_{cfl}$ 、 $G_{cfr}$ 、 $G_{crl}$ 、 $G_{crr}$  の振動振幅の最大値のうちの最も大きい値  $G_{cmax}$  に基づき図 8 に示されたグラフに対応するマップより、左右前輪の目標加圧力  $F_{paf}$  及び左右後輪の目標加圧力  $F_{par}$  に対する補正量  $\Delta F_p$  が演算される。

【 0 0 5 9 】ステップ 2 8 0 に於いては下記の数 3 に従って左右前輪の目標加圧力  $F_{paf}$  が補正量  $\Delta F_p$  にて増大補正されると共に、左右後輪の目標加圧力  $F_{par}$  が補正量  $\Delta F_p$  にて低減補正される。ステップ 2 9 0 に於いてはタイマのカウント値  $T$  が  $\Delta T$  (正の定数) インクリメントされ、ステップ 3 0 0 に於いてはタイマのカウント値  $T$  が 0 にリセットされる。

【数 3】

$$F_{paf} = F_{paf} + \Delta F_p$$

$$F_{par} = F_{par} - \Delta F_p$$

【 0 0 6 0 】ステップ 3 1 0 に於いてはステップ 1 3 0 と同様、左右前輪のブレーキパッドによる加圧力  $F_{pfl}$  及び  $F_{pfr}$  が左右前輪の目標加圧力  $F_{paf}$  になるようフィードバック制御されると共に、左右後輪のブレーキパッドによる加圧力  $F_{prl}$  及び  $F_{prr}$  が左右後輪の目標加圧力  $F_{par}$  になるようフィードバック制御される。尚この実施形態に於いても、目標加圧力  $F_{paf}$  若しくは  $F_{par}$  が 0 又は負の値であるときには、対応する車輪のブレーキ装置 1 4 はブレーキパッド 1 8 a 及び 1 8 b が制動摩擦力を発生しない非作動位置に設定される。

【 0 0 6 1 】かくして図示の第二の実施形態によれば、



何れかの車輪にブレーキ鳴き発生の虞れが生じると、ステップ 240 に於いて肯定判別が行われ、それまで通常の制御が行われていたときにはステップ 250 に於いて肯定判別が行われることにより、 $T_c$  時間に亘り左右前輪の目標加圧力  $F_{paf}$  が  $\Delta F_p$  増大補正されると共に左右後輪の目標加圧力  $F_{par}$  が  $\Delta F_p$  低減補正され、またそれまで目標加圧力が増減補正されていたときにはステップ 250 に於いて否定判別が行われ、通常の制御に戻されることにより、結果的に  $T_c$  時間に亘り左右前輪の目標加圧力  $F_{paf}$  が  $\Delta F_p$  低減補正されると共に左右後輪の目標加圧力  $F_{par}$  が  $\Delta F_p$  増大補正される。

【0062】従って何れかの車輪にブレーキ鳴き発生の虞れが生じると、左右前輪及び左右後輪のブレーキ装置の制動摩擦力を増減し、これによりブレーキ装置の構成部材の振動を停止させてブレーキ鳴きを防止することができると共に、前輪及び後輪の一方の制動力が低減され他方が増大されるので、車輛全体としての制動力が変化することを回避することができる。

【0063】例えば図 9 に示されている如く、運転者によるブレーキペダル 32 の踏み込み操作により踏み込み量  $A_b$  が図示の如く変化し、左右前輪のキャリバボディの加速度の振動が漸次拡大し、時点  $t_1$  に於いて左前輪のキャリバボディの加速度  $G_{cfl}$  の振動振幅が基準値  $G_{co}$  以上になったとすると、時点  $t_1$  より  $T_c$  時間が経過する時点  $t_2$  まで左右前輪のブレーキパッドによる目標加圧力  $F_{paf}$  が増大され、これにより左右前輪のブレーキ装置 14fl 及び 14fr の制動摩擦力が増大され、また左右後輪のブレーキパッドによる目標加圧力  $F_{par}$  が低減され、これにより左右後輪のブレーキ装置 14rl 及び 14rr の制動摩擦力が低減されるので、車輪のキャリバボディ等の振動を停止させ、これによりブレーキ鳴きの発生を未然に防止することができ、しかもブレーキ鳴き防止制御に起因して前輪及び後輪の合計の制動力が変化することを防止することができる。

【0064】特に図示の実施形態によれば、目標加圧力に対する補正量  $\Delta F_p$  は所定時間内のキャリバボディの加速度  $G_{cfl}$ 、 $G_{cfr}$ 、 $G_{crl}$ 、 $G_{crr}$  の振動振幅の最大値のうちの最も大きい値  $G_{cmax}$  に基づき演算されるので、この補正量が一定である場合に比して、車輪の制動力を過剰に増減することなくブレーキ鳴きの発生を適切に防止することができる。

【0065】また図示の実施形態によれば、何れかの車輪にブレーキ鳴き発生の虞れが生じたときには四輪全ての車輪の目標加圧力が増大又は低減されるので、複数の車輪に於いて実質的に同時にブレーキ鳴き発生の虞れが生じた場合にも、それらの車輪にブレーキ鳴きが発生することを防止することができる。

【0066】尚上述の第一及び第二の実施形態に於いては、目標加圧力に対する補正量  $\Delta F_p$  はキャリバボディの加速度の振動振幅の最大値のうちの最も大きい値  $G_{cm}$

$ax$  に基づき可変設定されるようになっているが、この補正量は予め定められた一定の値であってもよく、また第一の実施形態の場合の如く実質的に台形波状に増減されてもよい。

【0067】また上述の第一及び第二の実施形態に於いては、左右前輪を一組とし左右後輪を他の一組として一方の組の目標加圧力が低減され他方の組の目標加圧力が増大されるようになっているが、左前輪及び左後輪の一方にブレーキ鳴き発生の虞れが生じたときには、左前輪及び左後輪の一方の目標加圧力が低減されると共に他方の目標加圧力が増大され、右前輪及び右後輪の一方にブレーキ鳴き発生の虞れが生じたときには、右前輪及び右後輪の一方の目標加圧力が低減されると共に他方の目標加圧力が増大されるよう構成されてもよい。

【0068】図 10 は本発明による車輛の制動力制御装置の第三の実施形態を示す概略構成図である。尚図 10 に於いて、図 1 に示された部材と同一の部材には図 1 に於いて付された符号と同一の符号が付されている。

【0069】この実施形態に於いては、各輪の電気ブレーキ装置に加速度センサ 30fl、30fr、30rl、30rr は設けられていないが、各輪 10fl、10fr、10rl、10rr にはそれぞれ対応する車輪の車輪速度  $V_{wfl}$ 、 $V_{wfr}$ 、 $V_{wrl}$ 、 $V_{wrr}$  を検出する車輪速度センサ 42fl、42fr、42rl、42rr が設けられている。またこの実施形態に於いては、車輛の加速方向を正として車輛の前後加速度を検出する前後加速度センサ 44 と、操舵角  $\theta$  を検出する操舵角センサ 46 と、車速  $V$  を検出する車速センサ 48 とが設けられている。

【0070】また、この実施形態の電気式制御装置 38 は第一及び第二の実施形態の場合と同様に通常時にはブレーキペダル 32 の踏み込み量  $A_b$  に基づき各輪のアクチュエータ 22 を制御することにより、踏み込み量  $A_b$  に応じてブレーキパッドによる加圧力  $F_p$  を制御するが、ブレーキペダルの踏み込み速度が低く且つ制動が緩制動であるときにブレーキ鳴き発生の虞れがあると判定し、左右後輪のみを制動することによりブレーキ鳴きの発生を防止する。

【0071】更に電気式制御装置 38 はブレーキ鳴き発生の虞れがある状況であっても、何れかの車輪にフェードの虞れがある場合、車輛が旋回走行中である場合、又は路面の摩擦係数が低い場合には、車輛の安定性の低下や制動性能の低下を防止すべく、左右後輪のみの制動ではなく、通常時と同様四輪全てが制動される。

【0072】次に図 11 に示されたフローチャートを参照して第三の実施形態に於ける制動力制御ルーチンについて説明する。

【0073】まずステップ 410 に於いては各信号の読み込みが行われ、ステップ 420 に於いては例えばブレーキペダル 32 の踏み込み量  $A_b$  の時間微分値としてブレーキペダルの踏み込み速度  $V_{bp}$  が演算される。ステッ



ブ 4 3 0 に於いては踏み込み速度  $V_{bp}$  が 0 以上で基準値  $V_{bp0}$  (正の定数) 以下であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ 5 0 0 へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ 4 4 0 へ進む。

【0074】ステップ 4 4 0 に於いては車輛の前後加速度  $G_x$  に基づく車輛の減速度  $G_{xb} = -G_x$  が 0 以上で基準値  $G_{xb0}$  (正の定数) 以下であるか否かの判別、即ち制動が緩制動であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ 5 0 0 へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ 4 5 0 へ進む。

【0075】ステップ 4 5 0 に於いては例えば所定の時間内に於ける制動の頻度が基準値以上であるか否かの判別により、何れかの車輪にフェードの虞れがあるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ 5 0 0 へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ 4 6 0 へ進む。

【0076】ステップ 4 6 0 に於いては例えば操舵角  $\theta$  の絶対値が基準値  $\theta_0$  (正の定数) 以上であり且つ車速  $V$  が基準値  $V_0$  (正の定数) 以上であるか否かの判別により、車輛が旋回中であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ 5 0 0 へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ 4 7 0 へ進む。

【0077】ステップ 4 7 0 に於いては例えば四輪の車輪速度  $V_{wfl}$ 、 $V_{wfr}$ 、 $V_{wrl}$ 、 $V_{wrr}$  のうちの最大値及び最小値をそれぞれ  $V_{wmax}$ 、 $V_{wmin}$  として、車輪速度の偏差  $\Delta V_w = V_{wmax} - V_{wmin}$  が基準値 (正の定数) 以上であるか否かの判別により、路面の摩擦係数が通常の路面に比して低いか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ 5 0 0 へ進み、否定判別が行われたときにはステップ 4 8 0 へ進む。

【0078】ステップ 4 8 0 に於いてはブレーキペダル 3 2 の踏み込み量  $Ab$  に基づき図 1 2 に示されたグラフに対応するマップより、左右の後輪 1 0 rl 及び 1 0 rr のブレーキパッドによる目標加圧力  $F_{par}$  が演算される。尚この場合目標加圧力  $F_{par}$  は踏み込み量  $Ab$  に基づき図 4 に示されたグラフに対応するマップより演算される左右の前輪 1 0 fl 及び 1 0 fr の目標加圧力  $F_{paf}$  と左右の後輪 1 0 rl 及び 1 0 rr の目標加圧力  $F_{par}$  との和に実質的に等しい値に演算される。

【0079】ステップ 4 9 0 に於いては左右後輪のブレーキパッドによる加圧力  $F_{prl}$  及び  $F_{prrr}$  が荷重センサ 2 8 rl 及び 2 8 rr により検出される加圧力  $F_{prl}$  及び  $F_{prrr}$  に基づき、左右後輪の目標加圧力  $F_{par}$  になるようフィードバック制御され、これにより左右後輪のみが制動される。

【0080】ステップ 5 0 0 に於いては第一の実施形態のステップ 2 0 及び第二の実施形態のステップ 2 2 0 と同様、ブレーキペダル 3 2 の踏み込み量  $Ab$  に基づき図 4 に示されたグラフに対応するマップより、左右の前輪 1 0 fl 及び 1 0 fr のブレーキパッドによる目標加圧力  $F_{paf}$  及び左右の後輪 1 0 rl 及び 1 0 rr のブレーキパッドによる目標加圧力  $F_{par}$  が演算される。

$F_{par}$  及び左右の後輪 1 0 rl 及び 1 0 rr のブレーキパッドによる目標加圧力  $F_{par}$  が演算される。

【0081】ステップ 5 1 0 に於いては第一の実施形態のステップ 1 3 0 及び第二の実施形態のステップ 3 1 0 と同様、左右前輪のブレーキパッドによる加圧力  $F_{pfl}$  及び  $F_{pfr}$  が荷重センサ 2 8 fl、2 8 fr、2 8 rl、2 8 rr により検出される加圧力  $F_{pfl}$  及び  $F_{pfr}$  に基づき、左右前輪の目標加圧力  $F_{paf}$  になるようフィードバック制御されると共に、左右後輪のブレーキパッドによる加圧力  $F_{prl}$  及び  $F_{prrr}$  が荷重センサ 2 8 rl 及び 2 8 rr により検出される加圧力  $F_{prl}$  及び  $F_{prrr}$  に基づき、左右後輪の目標加圧力  $F_{par}$  になるようフィードバック制御される。

【0082】かくして図示の第三の実施形態によれば、ブレーキペダルの踏み込み速度  $V_{bp}$  が小さく且つ車輛の減速度  $G_{xb}$  も小さく制動が緩制動であるときには、ブレーキ鳴き発生の虞れが高く、しかも運転者や他の乗員は心理的に余裕がありブレーキ鳴きを敏感に感じ易く、かかる状況に於いてはステップ 4 3 0 及び 4 4 0 に於いて肯定判別が行われ、ステップ 4 8 0 及び 4 9 0 に於いて車輛全体としての制動力が変化しないよう左右後輪のみが制動されることにより、左右後輪の加圧力  $F_{pfl}$  及び  $F_{pfr}$  が 0 に制御されると共に左右後輪の加圧力  $F_{prl}$  及び  $F_{prrr}$  がブレーキ鳴き発生範囲よりも高い値に制御されるので、ブレーキ鳴きの発生を確実に防止し、車輛の乗員が不快感を覚えることを確実に防止することができる。

【0083】また第三の実施形態によれば、何れかの車輪にフェードの虞れがある場合にはステップ 4 5 0 に於いて肯定判別が行われ、車輛が旋回走行中である場合にはステップ 4 6 0 に於いて肯定判別が行われ、路面の摩擦係数が低い場合にはステップ 4 7 0 に於いて肯定判別が行われ、これによりステップ 4 8 0 及び 4 9 0 が実行されることなくステップ 5 0 0 及び 5 1 0 が実行されるので、後輪のみが制動される場合に比して車輛を確実に制動することができ、また車輛の安定性の低下を確実に防止することができる。

【0084】また第三の実施形態によれば、ブレーキ鳴き発生の虞れがあるときには左右後輪のみが制動されるので、運転者に近い前輪にブレーキ鳴きが発生し運転者に不快感を与えることを確実に防止することができ、また制動時のノーズダイブを防止して制動時のフィーリングを向上させることができる。

【0085】以上に於ては本発明を特定の実施形態について詳細に説明したが、本発明は上述の実施形態に限定されるものではなく、本発明の範囲内にて他の種々の実施形態が可能であることは当業者にとって明らかであろう。

【0086】例えば上述の各実施形態に於いては、何れかの車輪にブレーキ鳴き発生の虞れが生じたときには、

制動摩擦力が自動的に変化されることによってブレーキ鳴きの発生が未然に防止されるようになっているが、運転者により操作されるスイッチが設けられ、該スイッチがオン状態にあるときにのみブレーキ鳴き防止制御が実行されるよう構成されてもよい。

【0087】また上述の第一及び第二の実施形態に於いては、ブレーキ鳴き発生の虞れを判定するためのパラメータを検出する手段は加速度センサであるが、この手段は振動センサ、音波や超音波を検出する手段等であってもよい。

【0088】また上述の第三の実施形態のステップ440に於ける制動が緩制動であるか否かの判別は、車輛の前後加速度 $G_x$ に基づく車輛の減速度 $G_{xb} = -G_x$ が0以上で基準値 $G_{xb0}$ （正の定数）以下であるか否かにより行われるようになっているが、車輛の減速度 $G_{xb}$ は各輪の車輪速度 $V_{wfr} \sim V_{wrr}$ に基づき推定されてもよく、制動が緩制動であるか否かの判別は例えば各輪のブレーキパッドによる加圧力 $F_{pfr} \sim F_{prr}$ の平均値が基準値以下であるか否かにより行われてもよい。

【0089】また上述の第三の実施形態のステップ470に於ける路面の摩擦係数が通常の路面に比して低いかな否かの判別は、四輪の車輪速度のうちの最大値 $V_{wmax}$ （基準速度）と最小値 $V_{wmin}$ との間の偏差 $\Delta V_w$ が基準値以上であるか否かにより行われるようになっているが、路面の摩擦係数が通常の路面に比して低いかな否かの判別は当技術分野に於いて公知の任意の方法や手段により行われてよく、例えば車輪速度の偏差を演算するための基準速度は車体速度の検出値又は各輪の車輪速度より推定される値であってもよい。

【0090】更に上述の各実施形態に於いては、ブレーキ装置は電気式のディスクブレーキ装置であるが、制動摩擦力を増減し得る限り他の型式の電気ブレーキ装置であってもよく、また例えばアンチロックブレーキシステムが組み込まれた油圧式のブレーキ装置の如く、必要に応じてブレーキペダルの踏み込み量とは独立に制動摩擦力を増減し得る限り油圧式のブレーキ装置であってもよい。

【0091】

【発明の効果】以上の説明より明らかである如く、本発明によれば、何れかの車輪にブレーキ鳴き発生の虞れが生じても、それに応答して車輪の制動摩擦力が自動的に変化されるので、運転者によるブレーキペダルの踏み込み量の調節を要することなくブレーキ鳴きの発生を未然に防止することができ、特に上記請求項2の構成によれば、全輪の制動力の総和が実質的に変化しないよう各輪の制動摩擦力の配分が変化されるので、車輛全体としての制動力が変化することを確実に回避することができる。

【0092】また上記請求項1及び2の構成によれば、前述の特開昭62-122856号公報に記載された制

動力制御装置の如く通常のブレーキ系統に加えて他のブレーキ系統を設ける必要がないので、上記公開公報に記載された制動力制御装置の場合に比して、制動力制御装置の構造を簡略化すると共にそのコストを低減することができる。

【0093】また上記請求項3の構成によれば、ブレーキペダルの踏み込み速度が低く且つ制動が緩制動であるときにブレーキ鳴き発生の虞れがあると判定されるので、ブレーキ鳴きの発生を確実に防止することができる。

【0094】また上記請求項4乃至6の構成によれば、何れかの車輪にフェードの虞れがある場合、車輛が旋回走行中である場合、路面の摩擦係数が低い場合には制動摩擦力の配分の後輪寄りの変化が禁止されるので、車輛の制動による荷重移動により効果的な制動力を発揮する前輪も制動されることにより車輛を確実に制動することができ、また後輪の横力低下や後輪の過剰な制動摩擦力に起因する車輛の安定性の低下を確実に防止することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明による制動力制御装置の第一の実施形態を示す概略構成図である。

【図2】電気ブレーキ装置を示す解図の拡大断面図である。

【図3】第一の実施形態に於ける制動力制御ルーチンを示すフローチャートである。

【図4】ブレーキペダルの踏み込み量 $A_b$ と目標加圧力 $F_{paf}$ 及び $F_{par}$ との間の関係を示すグラフである。

【図5】タイマのカウント値 $T_f$ 及び $T_r$ と目標加圧力に対する補正量 $\Delta F_{pf}$ 及び $\Delta F_{pr}$ との間の関係を示すグラフである。

【図6】ブレーキペダルの踏み込み量 $A_b$ の変化

(A)、第一の実施形態による制動摩擦力の制御が行われる場合の左前輪の目標加圧力の変化(B)及びキャリパボディの加速度の変化(C)、第一の実施形態による制動摩擦力の制御が行われない場合の左前輪の目標加圧力の変化(D)及びキャリパボディの加速度の変化(E)の例を示すグラフである。

【図7】本発明による制動力制御装置の第二の実施形態に於ける制動力制御ルーチンを示すフローチャートである。

【図8】キャリパボディの加速度の振動振幅の最大値 $G_{cmax}$ と目標加圧力に対する補正量 $\Delta F_p$ との間の関係を示すグラフである。

【図9】第二の実施形態に於けるブレーキペダルの踏み込み量 $A_b$ の変化(A)、左前輪の目標加圧力の変化(B)及びキャリパボディの加速度の変化(C)、左後輪の目標加圧力の変化(D)及びキャリパボディの加速度の変化(E)の例を示すグラフである。

【図10】本発明による制動力制御装置の第三の実施形

10

20

30

40

50

17

態を示す概略構成図である。

【図 1 1】 第三の実施形態に於ける制動力制御ルーチンを示すフローチャートである。

【図 1 2】 左右の後輪のみが制動される場合に於けるブレーキペダルの踏み込み量  $A_b$  と左右後輪の目標加圧力  $F_{par}$  との関係を示すグラフである。

【符号の説明】

1 4 fl ~ 1 4 rr … 電気ブレーキ装置  
2 2 … アクチュエータ

18

2 8 fl ~ 2 8 rr … 荷重センサ

3 0 fl ~ 3 0 rr … 加速度センサ

3 2 … ブレーキペダル

3 8 … 電気式制御装置

4 0 … 踏み込み量センサ

4 2 fl ~ 4 2 rr … 車輪速度センサ

4 4 … 前後加速度センサ

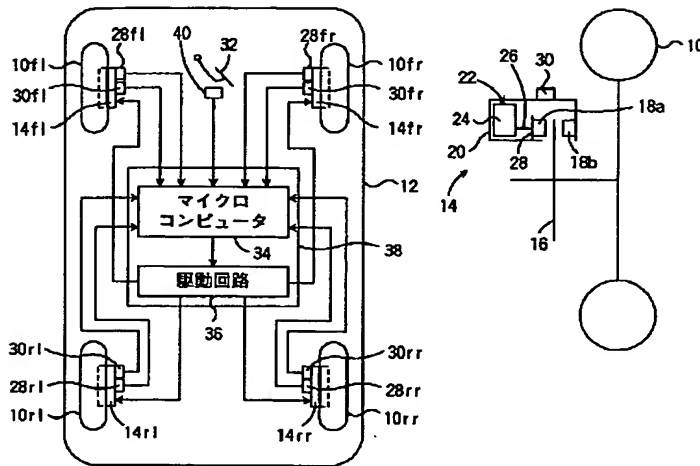
4 6 … 操舵角センサ

4 8 … 車速センサ

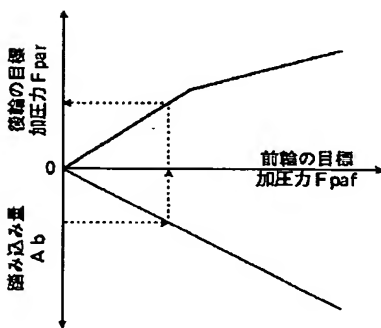
【図 1】

【図 2】

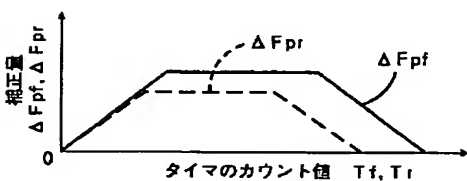
【図 3】



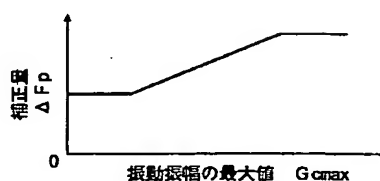
【図 4】



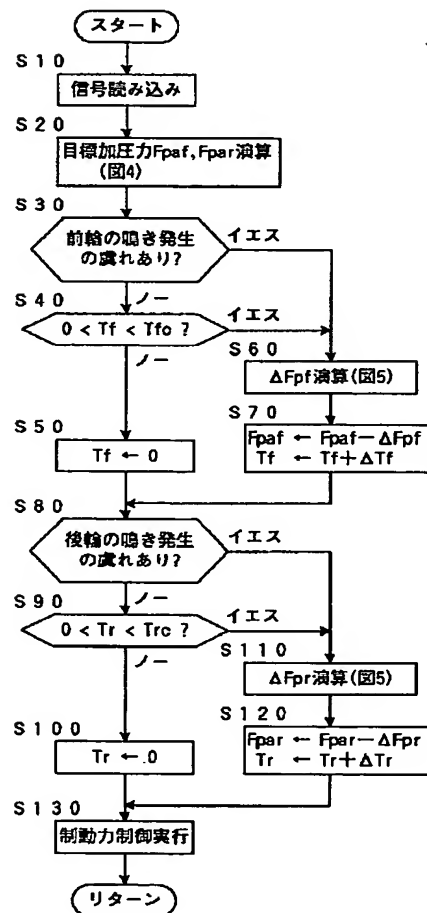
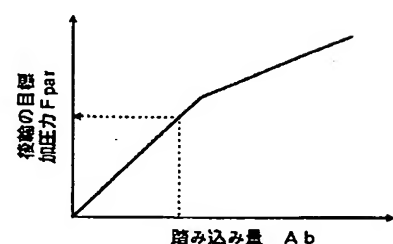
【図 5】



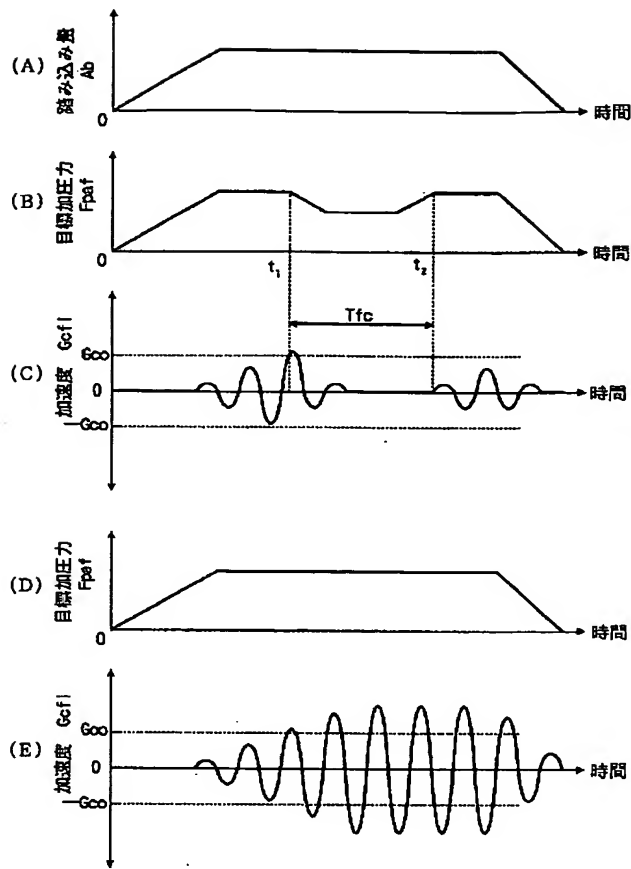
【図 8】



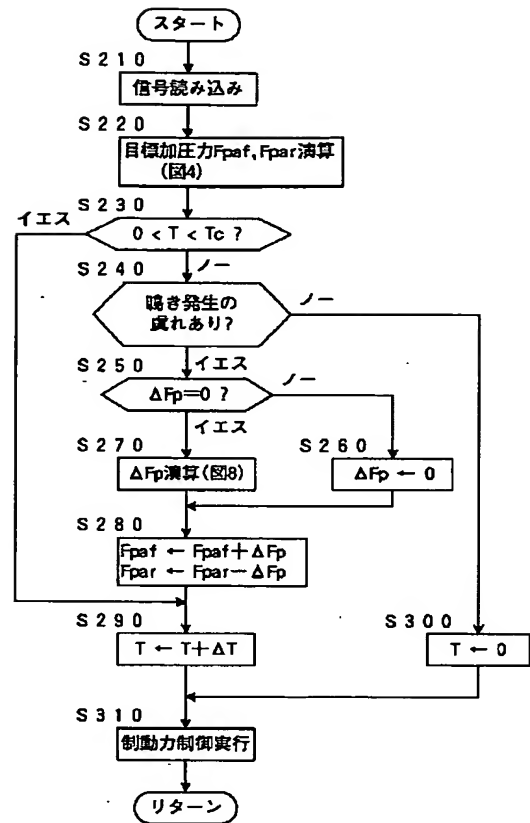
【図 1 2】



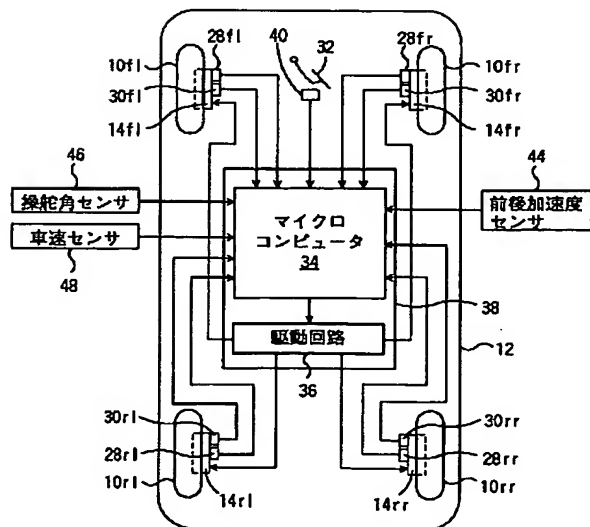
【図6】



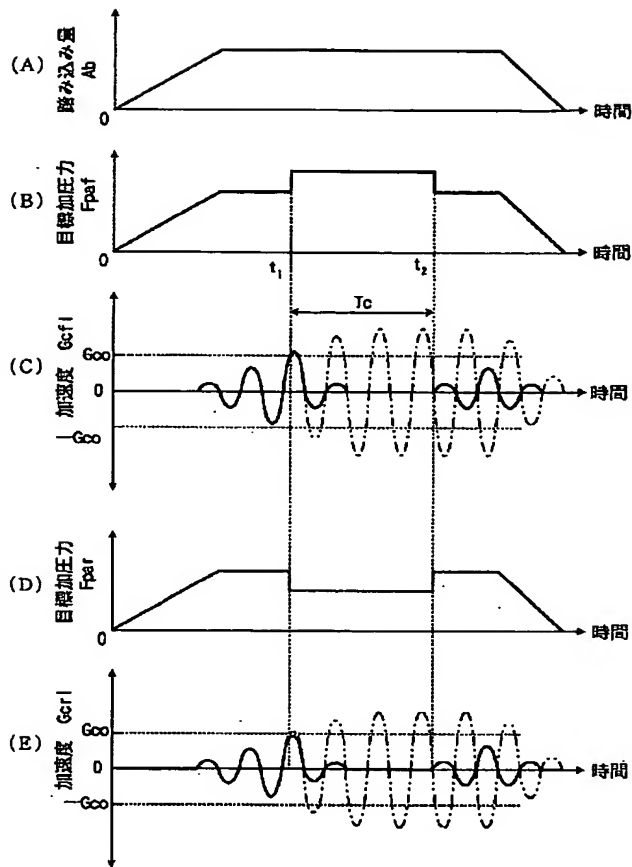
【図7】



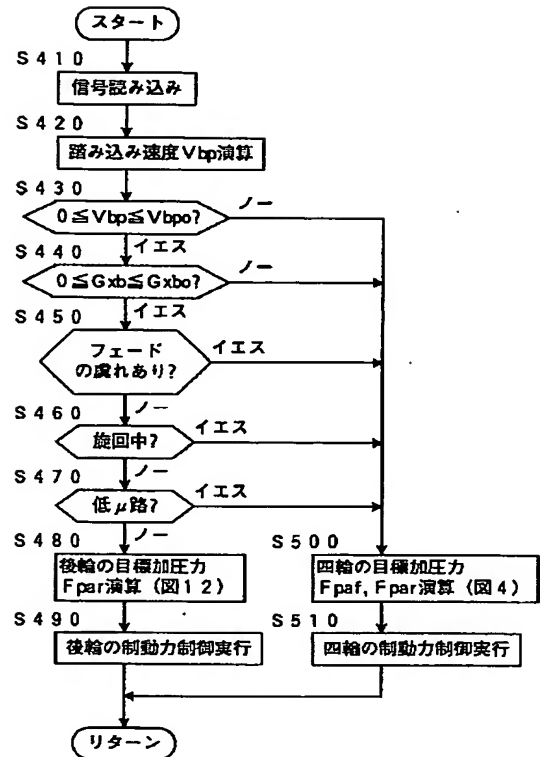
【図10】



【図9】



【図11】



フロントページの続き

(72) 発明者 吉野 康德  
愛知県豊田市トヨタ町1番地トヨタ自動車  
株式会社内